




A2

**AIR CONDITIONING CYCLE**

**Patent number:** JP2003097857  
**Publication date:** 2003-04-03  
**Inventor:** WATANABE TOSHIHARU; IGUCHI MASAHIRO  
**Applicant:** CALSONIC KANSEI CORP  
**Classification:**  
- **International:** F25B1/00; B60H1/08; B60H1/32  
- **European:**  
**Application number:** JP20020193065 20020702  
**Priority number(s):**

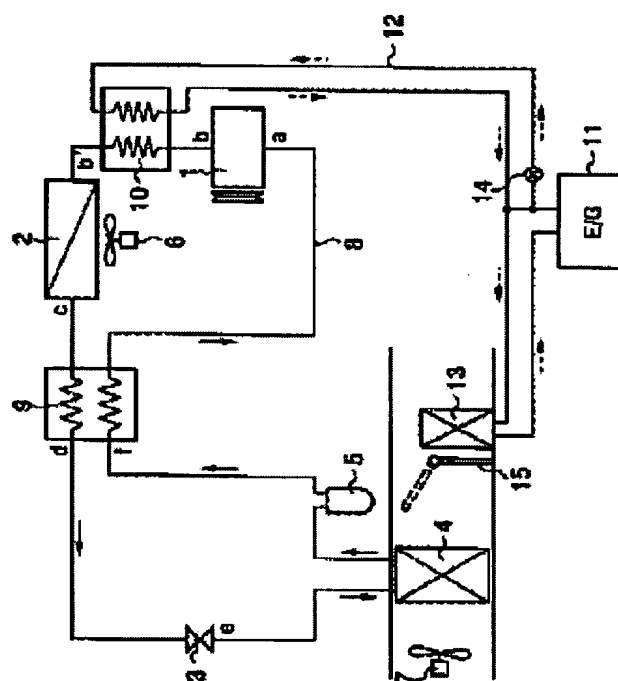
**Also published as:**

 US2003010488 (A1)  
 FR2827224 (A1)  
 DE10231645 (A1)

**Abstract of JP2003097857**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an air conditioning cycle capable of achieving sufficient cooling performance even where a heat radiator has only a low heat radiation effectiveness.

**SOLUTION:** In this air conditioning cycle, a compressor 1, the heat radiator 2 to cool cooling medium compressed by the compressor, a throttle means 3 to throttle a flow passage for the cooling medium after passing the heat radiator, and an evaporator 4 to cool intake air by heat absorbing action of the cooling medium after passing the throttle means are at least serially pipe-coupled with each other. A means 10 to exchange heat with the cooling medium is provided between an outlet of the compressor 1 and a pressure control valve 3.

**Fig. 1**

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-97857

(P2003-97857A)

(43)公開日 平成15年4月3日(2003.4.3)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テマコード <sup>*</sup> (参考)
F 2 5 B 1/00	3 2 1	F 2 5 B 1/00	3 2 1 A
	3 9 5		3 9 5 Z
B 6 0 H 1/08	6 1 1	B 6 0 H 1/08	6 1 1 A
1/32	6 1 3	1/32	6 1 3 Z
	6 2 1		6 2 1 A

審査請求 未請求 請求項の数8 O L (全 8 頁)

(21)出願番号 特願2002-193065(P2002-193065)

(22)出願日 平成14年7月2日(2002.7.2)

(31)優先権主張番号 特願2001-212274(P2001-212274)

(32)優先日 平成13年7月12日(2001.7.12)

(33)優先権主張国 日本 (J P)

(71)出願人 000004765

カルソニックカンセイ株式会社

東京都中野区南台5丁目24番15号

(72)発明者 渡辺 年春

東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(72)発明者 井口 正博

東京都中野区南台5丁目24番15号 カルソニックカンセイ株式会社内

(74)代理人 100097180

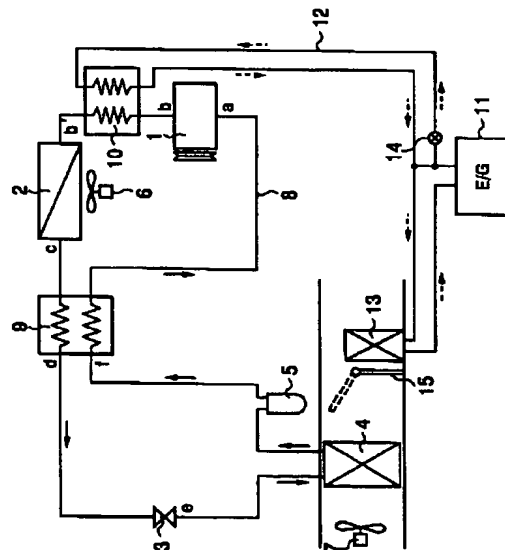
弁理士 前田 均 (外2名)

(54)【発明の名称】 冷房サイクル

(57)【要約】

【課題】放熱器の放熱効果が低い状態でも十分な冷房性能が得られる「冷房サイクル」を提供する。

【解決手段】圧縮機1と、圧縮機によって圧縮された冷媒を冷却する放熱器2と、放熱器を通過した冷媒の流路を絞る絞り手段3と、絞り手段を通過した冷媒の吸熱作用により取入空気を冷却する蒸発器4とが少なくとも直列に配管結合された冷房サイクルであって、圧縮機1の出口と圧力制御弁3との間に冷媒と熱交換する手段10を有する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】圧縮機と、前記圧縮機によって圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器を通過した冷媒の流路を絞る絞り手段と、前記絞り手段を通過した冷媒の吸熱作用により取入空気を冷却する蒸発器とが少なくとも直列に配管結合された冷房サイクルであって、前記圧縮機の出口と前記絞り手段との間に冷媒と熱交換する手段を有する冷房サイクル。

【請求項2】放熱器を含む高压側が、冷媒である二酸化炭素の臨界点を越えた超臨界領域で作動し、圧縮機と、前記圧縮機によって圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器によって冷却された冷媒と蒸発器を通過した冷媒との間で熱交換を行う内部熱交換器と、前記内部熱交換器を通過した冷媒の流路を絞る絞り手段と、前記絞り手段を通過した冷媒の吸熱作用により取入空気を冷却する蒸発器とが少なくとも直列に配管結合された冷房サイクルであって、前記圧縮機の出口と前記絞り手段との間に冷媒と熱交換する手段を有する冷房サイクル。

【請求項3】前記冷媒を冷却する手段が、車両駆動用動力源の冷却媒体が循環する熱交換器である請求項1又は2記載の冷房サイクル。

【請求項4】前記車両駆動用動力源は、自動車用エンジンであり、前記熱交換する手段が前記圧縮機の出口と前記放熱器の出口との間に設けられている請求項3記載の冷房サイクル。

【請求項5】前記熱交換器を循環する冷却媒体は、前記取入空気を加熱する加熱器に循環される請求項3又は4記載の冷房サイクル。

【請求項6】前記熱交換器は、自動車用ラジエータに一体的に形成されている請求項4又は5記載の冷房サイクル。

【請求項7】前記熱交換器は、自動車用ラジエータのタンクに冷媒配管が挿入された二重管構造を有する請求項6記載の冷房サイクル。

【請求項8】前記熱交換器は、前記自動車用ラジエータと前記放熱器とが重ね合わされ、かつ前記ラジエータの少なくとも一部の放熱フィンと前記放熱器の少なくとも一部の放熱フィンとが熱的に接続されている請求項6記載の冷房サイクル。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車載用空調装置などに用いて好ましい冷房サイクルに関し、特に炭酸ガスなどの超臨界冷媒を用いた冷房サイクルに関する。

## 【0002】

【従来の技術】車載用エアコンの冷房サイクルには、R-12やR134aなどのフロン冷媒が用いられているが、これらが大気中に放出されるとオゾン層の破壊による地球の温暖化といった環境問題が懸念される。このた

め、脱フロン対策の一つとして、二酸化炭素、エチレン、エタン、酸化窒素などを使用した冷房サイクルが提案されている（たとえば、特公平7-18602号公報参照）。

【0003】これら二酸化炭素等の炭酸ガスを冷媒とした冷房サイクルは、原理的にはフロンを使用した従来の冷房サイクルと同じであるが、たとえば二酸化炭素の臨界温度は約31℃と従来のフロンの臨界温度（たとえば、R-12は112℃）に比べて著しく低いので、外気温度が高くなる夏場などでは放熱器（ガスクラ）側での二酸化炭素温度が二酸化炭素の臨界温度より高くなり、放熱器の出口においても二酸化炭素は凝縮しない点が相違する。

【0004】この放熱器の出口の状態は、圧縮機の吐出圧と放熱器の出口における二酸化炭素の温度とによって決定され、このうちの放熱器の出口における二酸化炭素の温度は、放熱器の放熱能力と外気温度とによって決定される。ところが、外気温度は制御できないので、放熱器の出口における二酸化炭素の温度は実質的に制御することはできない。ただし、放熱器の出口における状態は、圧縮機の吐出圧（放熱器の出口の冷媒圧力）を制御することにより制御可能となるため、外気温度が高い夏場などでは、十分な冷房能力（エンタルピー差）を確保するために、放熱器の出口における冷媒圧力を高くすることが行われている。

【0005】すなわち、フロン冷媒を用いた従来の冷房サイクルでは、サイクル内の冷媒圧が0.2～1.6MPaであるのに対し、二酸化炭素等を冷媒とした冷房サイクルでは、サイクル内の冷媒圧が3.5～10MPaと、従来のフロン系に比べて著しく高い。

## 【0006】

【発明が解決しようとする課題】ところで、超臨界冷媒を用いた冷房サイクルにおいて、圧縮機の仕事量に対する蒸発器の冷房能力の比（成績係数：Coefficient of Performance（COP））を向上させることが試みられており、その一つとして蒸発器を通過した冷媒と高压ラインの超臨界域の冷媒とを熱交換させることが提案されている（特公平7-18602号公報参照）。こうした内部熱交換器を備えた冷房サイクルでは、内部熱交換器によって冷媒がさらに冷却されて絞り弁に至るので、COPを最大とする絞り弁入口側の冷媒温度は一層低くなる。

【0007】しかしながら、このような内部熱交換器を備えた冷房サイクルであっても、外気温度がたとえば30℃以上となる高負荷状態であって、放熱器における冷却風速が少ない車両停車時においては、放熱器の放熱性能が著しく低下する。このため、放熱器の出口における冷媒温度が十分に低温とならず、これにより蒸発器の冷房性能が低下するといった問題があった。

【0008】本発明は、このような従来技術の問題点に

鑑みてなされたものであり、放熱器の放熱効果が低い状態でも十分な冷房性能が得られる冷房サイクルを提供することを目的とする。

【0009】

【課題を解決するための手段】(1) 上記目的を達成するために、本発明によれば、圧縮機と、前記圧縮機によって圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器を通過した冷媒の流路を絞る絞り手段と、前記絞り手段を通過した冷媒の吸熱作用により取入空気を冷却する蒸発器とが少なくとも直列に配管結合された冷房サイクルであって、前記圧縮機の出口と前記絞り手段との間に冷媒と熱交換する手段を有する冷房サイクルが提供される(請求項1参照)。

【0010】また、本発明によれば、放熱器を含む高压側が冷媒の臨界点を越えた超臨界領域で作動し、圧縮機と、前記圧縮機によって圧縮された冷媒を冷却する放熱器と、前記放熱器によって冷却された冷媒と蒸発器を通過した冷媒との間で熱交換を行う内部熱交換器と、前記内部熱交換器を通過した冷媒の流路を絞る絞り手段と、前記絞り手段を通過した冷媒の吸熱作用により取入空気を冷却する蒸発器とが少なくとも直列に配管結合された冷房サイクルであって、前記圧縮機の出口と前記絞り手段との間に冷媒と熱交換する手段を有する冷房サイクルが提供される(請求項2参照)。

【0011】圧縮機の出口における冷媒温度は140℃に達し、これを放熱器で冷却するが、外気温が高く、しかも停車中においては、エンジンの熱影響を受けて外気がさらに昇温し50℃前後にまで達する。したがってこのような状況下では十分な放熱を行うことができず、放熱器出口の冷媒は70℃前後までしか冷却できない場合がある。

【0012】このため本発明の冷房サイクルでは、圧縮機の出口と絞り手段との間に冷媒と熱交換する手段を別途設けている。これにより、絞り手段に入る冷媒の温度が予め低下するので、放熱器の放熱効果が低い状態であっても絞り手段の出口の冷媒温度は相対的に低下し、その結果、蒸発器における冷房性能を確保することができる。

【0013】(2) 本発明において、圧縮機の出口と絞り手段との間の冷媒と熱交換する手段の具体的構成は特に限定されないが、車両駆動用動力源の冷却媒体、たとえば自動車用エンジンの冷却水、電気自動車の駆動モータの冷却水、燃料電池自動車の発電装置の冷却水等々をこの冷却媒体として共用することが好ましい(請求項3、4参照)。

【0014】たとえば、エンジンの冷却水は最大でも95℃程度であるため、140℃に達した圧縮機出口の冷媒を予め130℃前後まで冷却することができ、これを放熱器に導くことにより放熱器出口の冷媒温度が低下する。エンジン冷却水、電気自動車の駆動モータの冷却

水、燃料電池自動車の発電装置の冷却水等の系統は、車両には必須の部品であることから、別途の専用冷却手段を設けることなく配管を増設するだけで対応することができ、コスト的にも、スペース的にも有利である。

【0015】また、運転開始時においては、圧縮機出口の高温となった冷媒によりエンジン冷却水が加熱されるので、エンジンの暖機運転時間の短縮にも寄与することができる。

【0016】このように、エンジン車以外の車両においても、たとえば電気自動車などのモータ駆動車ではモータを含む駆動制御部の冷却用媒体、ハイブリッド車ではエンジンの冷却とモータの駆動制御部の冷却を行う冷却媒体、さらに燃料電池を搭載した車両では駆動制御部を含む駆動モータの冷却媒体又は電池スタックの冷却用媒体などを用いることができる。

【0017】(3) 上記発明のように圧縮機の出口の冷媒と熱交換する手段としてエンジン冷却水を用いる場合には、その冷却系統を単独で設けることができるほか、このエンジンの冷却水を取入空気を加熱する加熱器(いわゆる自動車用空気調和装置のヒータコア)に循環させることもできる(請求項5参照)。

【0018】これにより、たとえば外気温が低温である場合などにおいては、圧縮機出口の高温となった冷媒によりエンジン冷却水を加熱することができ、これが室内に設けられた加熱器(ヒータコア)に循環することで除湿暖房の立ち上がり時間を短縮することができる。

【0019】(4) 上記発明において、圧縮機の出口と絞り手段との間の冷媒と熱交換する手段は、圧縮機と絞り手段とを接続する冷媒配管の途中に熱交換器を設けることで具体化できるが、これに代えてこの熱交換器を自動車用ラジエータに一体的に形成することもできる(請求項6参照)。

【0020】具体的には、自動車用ラジエータのタンクに冷媒配管を挿入し二重管構造を有する熱交換器として構成することができるほか、自動車用ラジエータと放熱器とを重ね合わせ、ラジエータの少なくとも一部の放熱フィンと放熱器の少なくとも一部の放熱フィンとを熱的に接続することによっても構成することができる(請求項7、8参照)。

【0021】ここで、前者のラジエータのタンクに冷媒配管を挿入する場合は、当該ラジエータの入口側タンク及び出口側タンクの何れに挿入しても良いが、エンジンに供給されるエンジン冷却水の温度を適温に維持する観点からは入口側タンクに挿入することがより好ましい。

【0022】また、後者のようにラジエータの放熱フィンと放熱器の放熱フィンとを熱的に接続する構成を採用する場合は、ラジエータによるエンジン冷却水の冷却能力を考慮して接続範囲を設定することがより好ましい。

【0023】このように、圧縮機と絞り手段との間の高温冷媒を冷却する熱交換器をラジエータに一体的に形成

することで、エンジンルーム内スペースをほとんど侵略することなくそのまま設置することができる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施形態を図面に基いて説明する。図1は本発明の冷房サイクルの第1実施形態を示す回路図、図7は二酸化炭素冷媒の冷房サイクルを説明するためのモリエル図である。まず、同図に示す冷房サイクルの構成から説明すると、本実施形態に係る冷房サイクルは、圧縮機1、熱交換器10、放熱器2、内部熱交換器9、圧力制御弁3、蒸発器4および液溜5がこの順序で冷媒配管8により接続されており、閉回路が構成されている。

【0025】圧縮機1は、エンジンまたはモータ等から駆動力を得て気相状態の二酸化炭素冷媒を圧縮し、熱交換器10に向かって高温高压の冷媒を吐出する。本例の圧縮機1としては、特に限定されず、冷房サイクル内の冷媒状態に基づいて冷媒の吐出量および吐出圧を内部的に自動制御する容量可変式圧縮機、冷房サイクル内の冷媒状態を検出して冷媒の吐出量および吐出圧を外部的に自動制御する容量可変式圧縮機、定量の吐出量および吐出圧の圧縮機であって回転数制御機能を有する圧縮機等々、種々の圧縮機を用いることができる。

【0026】熱交換器10は、圧縮機1から吐出された高温高压の冷媒とエンジン11の冷却水との熱交換を行うもので、エンジン11の冷却水は図外のウォータポンプによって冷却水配管12を通して熱交換器10に至り、ここから室内に設けられたヒータコア（本発明の加熱器）13に至ったのちエンジン11に帰還する。なお、エンジン冷却水の流路方向を点線矢印にて示すが、エンジン11の出口近傍には開閉バルブ14が設けられ、エンジン冷却水を熱交換器10に供給する必要がある場合は当該開閉バルブ14が開かれる一方で、エンジン冷却水を熱交換器10に供給する必要がない場合は当該開閉バルブ14が閉じられて、直接ヒータコア13に循環する。また、エンジン冷却水はこれとは別系統で車両の前面に設けられた図外のラジエータに送られ、ここでエンジンの冷却に適温とされる温度まで冷却される。

【0027】放熱器2は、圧縮機1で圧縮され熱交換器10を通過した高温高压の二酸化炭素冷媒を外気等との間で熱交換して冷却するものであり、この熱交換を促進するためあるいは停車中においても熱交換できるようにクーリングファン6が付加されている。また、放熱器2は、放熱器2内の二酸化炭素冷媒を外気温度に極力近くなるまで放熱させるために、たとえば車両の前面に配置されている。

【0028】内部熱交換器9は、放熱器2から流出した二酸化炭素冷媒と、液溜5から流出した二酸化炭素冷媒とを熱交換させるもので、運転時においては放熱器2から流出した冷媒から液溜5から流出した冷媒へ向かって放熱される。

【0029】圧力制御弁3は、内部熱交換器9から流出した高压（約10MPa）の二酸化炭素冷媒を減圧孔を通過させることで減圧するものである。なお、圧力制御弁3は、二酸化炭素冷媒を減圧するとともに、放熱器2の出口側の圧力を制御する機能も兼ね備えており、この圧力制御弁3で減圧された二酸化炭素冷媒は、気液二相状態となって蒸発器（吸熱器）4に流入する。本例の圧力制御弁3としては、特に限定されず、電気的信号により減圧孔の開閉デューティ比を制御するもの（たとえば、特願2000-206780号に開示された減圧弁）等々を用いることができる。

【0030】蒸発器4は、車室内に吹き出す空気を冷却するためのもので、たとえば車載された空調ユニットのケーシングに内蔵され、ファン7により取り込まれた車室外空気または車室内空気が当該蒸発器4を通過することによりこの取入空気が冷却され、図外の吹出口を介して車室内の所望の位置に吹き出される。すなわち、圧力制御弁3から流下した気液二相状態の二酸化炭素冷媒は、蒸発器4内で蒸発（気化）する際に取入空気から蒸発潜熱を奪うことでこれを冷却する。なお、この空調ユニットの蒸発器4の下流には、上述したヒータコア13が設けられ、さらにヒータコア13の前面にはミックスドア15が回動可能に設けられている。そして、取入空気を加熱するときはエアミックスドア15を同図の点線で示す位置に回動させ、取入空気を加熱しないときはエアミックスドア15を同図の実線で示す位置に回動させる。

【0031】液溜5は、蒸発器4を通過した二酸化炭素冷媒を、気相状態の冷媒と液相状態の冷媒とを分離して、気相状態の冷媒のみを圧縮機1へ送るとともに液相状態の冷媒を一時的に蓄えるものである。

【0032】次に、図7に示すモリエル線図を参照しながら本実施形態の冷房サイクルの作用を説明する。まず圧縮機1にて気相状態の二酸化炭素冷媒を圧縮し（a-b）、この高温高压の気相状態の二酸化炭素冷媒を熱交換器10にて冷却する（b-b'）。圧縮機1の出口側bでは、冷媒温度は140℃前後であり、一方エンジン11から熱交換器10へ供給されるエンジン冷却水は最大でも95℃である。したがって、この熱交換器10を通過することで冷媒は130℃前後に冷却される。

【0033】熱交換器10にて予備冷却された冷媒は、放熱器2にてさらに冷却し（b-c）、この二酸化炭素冷媒を内部熱交換器9にてさらに冷却する（c-d）。そして、圧力制御弁3により減圧したのち（d-e）、気液二相状態となった二酸化炭素冷媒を蒸発器4にて蒸発させて（e-f）、蒸発潜熱を取入空気から奪ってこれを冷却する。これにより、空調装置のユニット内に導入された取入空気が冷却され、車室内に吹き出されることで車室内が冷房される。

【0034】さらに、蒸発器4を通過した二酸化炭素冷

媒は、アキュムレータ5にて気液分離され、気相状態の冷媒のみが内部熱交換器9を通過することで、吸熱し（f-a）、再び圧縮機1へ吸入される。

【0035】このように、圧縮機1の出口に熱交換器10を設け、放熱器2に送られる高温の冷媒を予備冷却することで、外気温度が高く、しかも停車中などのように放熱器2の冷却能力が一時的に低下しているときでも、放熱器2を通過した冷媒は充分に低温とされ、これにより蒸発器4における冷房能力を維持することができる。

【0036】また、外気温度が低く充分な暖房能力を発揮したいときは、ヒータコア13の前面に設けられたエアミックスドア15を同図に示す点線位置に回動させる。ここで、通常の暖房時はエンジン冷却水を熱交換器10に供給して冷媒を予備冷却する必要はないが、急速に暖房したいときは開閉バルブ14を開いてエンジン冷却水を熱交換器10に循環させ、冷房サイクルも起動する。これにより、熱交換器10に送られた低温のエンジン冷却水は、高温の冷媒から熱を吸収して昇温し、これがヒータコア13に供給されることになる。したがって、エンジン冷却水が暖房を行うには充分に昇温していない場合であっても、熱交換器10により加熱されるので、急速除湿暖房を実現することができる。

【0037】上述した実施形態では、圧縮機1と放熱器2との間の冷媒配管8に熱交換器10を設けたが、エンジンルーム内に熱交換器10のスペースを確保することが困難な場合には以下の態様を採用すると良い。

【0038】図2は本発明の冷房サイクルの第2実施形態を示す回路図、図3は本発明の第2実施形態に係るラジエータを示す正面図、図4は図3に示すラジエータ部分の平面図、図5は本発明の第2実施形態に係るラジエータの他の例を示す正面図、図6は図5のVI-VI線に沿う断面図である。

【0039】本例は、圧縮機1出口の冷媒とエンジン11の冷却水との熱交換を行う熱交換器10を自動車用ラジエータ17と一体化したものである。すなわち、車両の前面には放熱器2とラジエータ17とが重ね合わされて配置されており（通常は放熱器2が前方に配置される。）、エンジン11の冷却水は、図外のウォータポンプによって、ラジエータ17に送られ、ここでエンジンの冷却に適温とされる温度まで冷却されたのちエンジン11に戻される。また、図示は省略したが、ヒータコア13に供給されるエンジン冷却水の系統が別系統として設けられている。

【0040】図3にラジエータ17の一例を示すが、これはエンジン11からエンジン冷却水が供給されるアップバタンク171と、アップバタンク171に流入したエンジン冷却水が分岐して流下する複数のチューブ172及び当該チューブの間に設けられた放熱フィン173と、複数のチューブ172を流下したエンジン冷却水が集約されて再びエンジン11に戻されるロアタンク174と

を有する。クーリングファン6による空気及び走行中の空気はチューブ172及び放熱フィン173の部分を通し、これによりチューブ172を流下するエンジン冷却水が冷却される。

【0041】本例の熱交換器10は、圧縮機1と放熱器2との間の冷媒配管8をラジエータ17のアップバタンク171に挿入することで構成されている。つまり、アップバタンク171の内部に冷媒配管8が挿通する二重管構造とされている。冷媒配管8をロアタンク174に挿通させることで熱交換器10を構成しても良いが、ロアタンク174側、すなわちラジエータ17の出口側に設けるよりも、アップバタンク171側、すなわちラジエータ17の入口側に設けた方が、エンジン冷却水を適温に管理しやすい点で好ましい。ただし、本発明の冷房サイクルはラジエータ17の出口側に設けたものも含む趣旨である。

【0042】また、アップバタンク171へのエンジン冷却水の流入方向と、当該アップバタンク171内における冷媒の流下方向とを対向流としておくことが熱交換効率の点で好ましい。ただし、本発明の冷房サイクルは、対向流にのみ限定される趣旨ではなく順方向流も含まれる。

【0043】図4は、図3の平面図であり、図において18は車体のラジエータコアパネルである。本例のようにラジエータ17のアップバタンク171に冷媒配管8を挿通させることで熱交換器10を構成すると、エンジンルーム内のスペースが浸食されないだけでなく、冷媒配管8の取り廻し経路が図4に示すようになるため、当該冷媒配管8がラジエータコアパネル18を跨ぐのが1回で足りる。すなわち、従来の放熱器2にあっては、冷媒配管8は同図において左側のラジエータコアパネル18を跨いだのち放熱器2に接続され、さらに出口側の冷媒配管8は同図において右側のラジエータコアパネル18を跨ぐ必要があった。これにより冷媒配管8の取り廻しスペースが確保し難かったり、冷媒配管8の長さが長くなるといった問題があったが、本例では短経路で冷媒配管8を取り廻すことができるという副次的効果もある。

【0044】図5及び図6はさらに他のラジエータ17及び放熱器2（図5では放熱器2はラジエータ17の背面に隠れている。）を示す正面図及び断面図であり、このラジエータ17及び放熱器2は何れも左右タンク式である。ただし、図3に示すラジエータ17に左右タンク式を採用することも、図5に示すラジエータ17に上下タンク式を採用することも何ら支障はない。

【0045】本例のラジエータ17と放熱器2は、図6の断面図に示されるように、ラジエータ17の冷却水が流通するチューブ172と放熱器2の冷媒が流通するチューブ201とが同列に形成され、さらにそれぞれのチューブ172、201の間に設けられた放熱フィン173、202も同列に形成されている。すなわち、ラジエ

ータ17と放熱器2のチューブ172, 201が同じピッチで構成されている。そして、同図に示す左上から3段×2列のチューブ172, 201については、放熱フィン173, 202が接続されている（実際には一連の放熱フィンで構成されている）。その他の放熱フィン173と放熱フィン202は熱的に絶縁されている。これにより、この左上の3段×2列の部分が本発明の熱交換器10を構成することになり、ラジエータ17のチューブ172を流通するエンジン冷却水と、放熱器2のチューブ201を流通する冷媒との間で熱交換が行われる。その他の部分については、ラジエータ17ではエンジン冷却水が空気により冷却され、放熱器2では冷媒が空気により冷却される。

【0046】なお、以上説明した実施形態は、本発明の理解を容易にするために記載されたものであって、本発明を限定するために記載されたものではない。したがって、上記の実施形態に開示された各要素は、本発明の技術的範囲に属する全ての設計変更や均等物をも含む趣旨である。

【0047】たとえば、上述した実施形態では、熱交換器10を圧縮機1と放熱器2との間に設けたが、本発明に係る熱交換器10はこの範囲にのみ限定されず、圧縮機1と圧力制御弁3との間に設けることができ、上述した効果を奏することになる。

【0048】また、実施形態として減圧弁を電気式で説明したが、高圧圧力、高圧温度を検出し、弁開度を調節する機械式膨張弁において、高圧圧力検出部、高圧温度検出部を本体と前述の放熱器と内部熱交換器との間を連通させることでも、本発明の効果を有する。また、上述した実施形態では内部熱交換器9を設けたが、必要に応じてこの内部熱交換器9を省略することもできる。

【0049】

【発明の効果】本発明によれば、放熱器の放熱効果が低い状態であっても絞り手段の入口の冷媒温度は相対的に低下するので、蒸発器における冷房性能を確保することができる。特に外気温度が高く停車中であっても冷房性能を維持することができる。

【0050】これに加えて、冷媒の冷却媒体としてエンジン冷却水、電気自動車の駆動モータの冷却水、燃料電池自動車の発電装置の冷却水等々を共用することで、別途の専用冷却手段を設けることなく配管を増設するだけで対応することができ、コスト的にも、スペース的にも

有利となる。また、エンジンの暖機運転時間の短縮にも寄与することができる。

【0051】さらに、このエンジン冷却水、電気自動車の駆動モータの冷却水、燃料電池自動車の発電装置の冷却水等々をヒータコアにも循環させることで、外気温度が低温である場合などにおける除湿暖房の立ち上がり時間を短縮することができる。

【0052】また、冷媒の冷却用熱交換器をラジエータと一体的に形成することで、エンジンルーム内スペースをほとんど侵略することなくそのまま設置することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の冷房サイクルの第1実施形態を示す回路図である。

【図2】本発明の冷房サイクルの第2実施形態を示す回路図である。

【図3】本発明の第2実施形態に係るラジエータを示す正面図である。

【図4】図3に示すラジエータ部分の平面図である。

【図5】本発明の第2実施形態に係るラジエータの他の例を示す正面図である。

【図6】図5のVI-VI線に沿う断面図である。

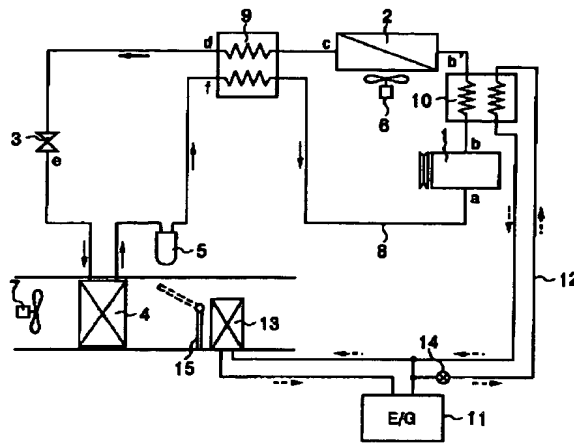
【図7】本発明に係る二酸化炭素冷媒の冷房サイクルを説明するためのモリエル線図である。

【符号の説明】

- 1…圧縮機
- 2…放熱器
- 202…放熱フィン
- 3…圧力制御弁（絞り手段）
- 4…蒸発器
- 5…液溜
- 6, 7…ファン
- 8…冷媒配管
- 9…内部熱交換器
- 10…熱交換器（熱交換する手段）
- 11…エンジン
- 12, 16…エンジン冷却水配管
- 13…ヒータコア（加熱器）
- 17…ラジエータ
- 171…アッパタンク
- 172…チューブ
- 173…放熱フィン

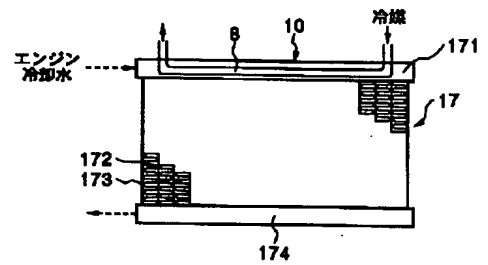
【図1】

図 1



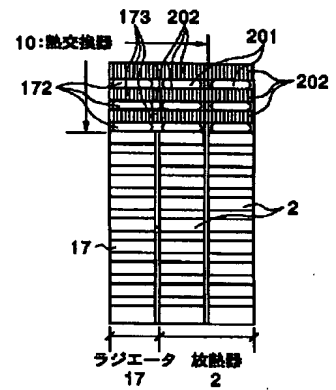
【図3】

図 3



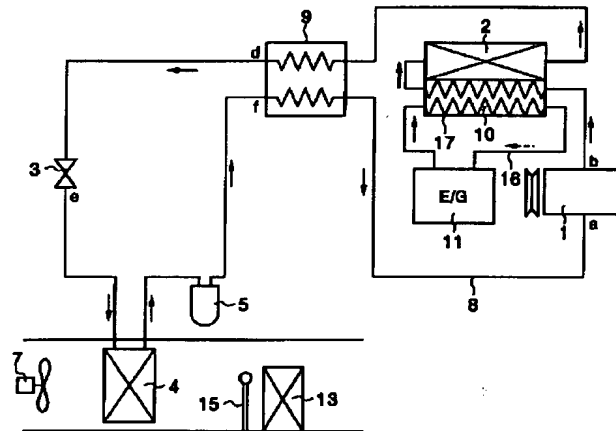
【図6】

図 6



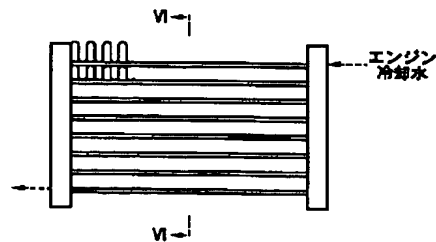
【図2】

図 2



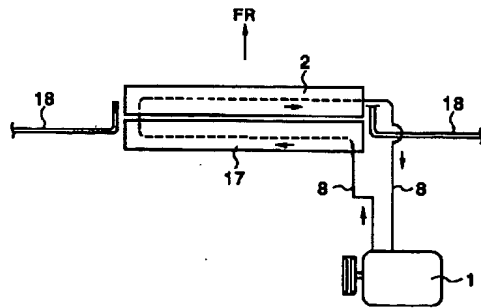
【図5】

図 5



【図4】

図 4





【図7】

